



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 101 46 904 A 1**

⑤1 Int. Cl. 7: **E1**  
**F 16 F 15/123**  
F 16 D 13/04

②1 Aktenzeichen: 101 46 904.7  
②2 Anmeldetag: 24. 9. 2001  
④3 Offenlegungstag: 29. 5. 2002

DE 101 46 904 A 1

③0 Unionspriorität:  
300334/00 29. 09. 2000 JP  
⑦1 Anmelder:  
Exedy Corp., Neyagawa, Osaka, JP  
⑦4 Vertreter:  
Hoefler, Schmitz, Weber, 81545 München

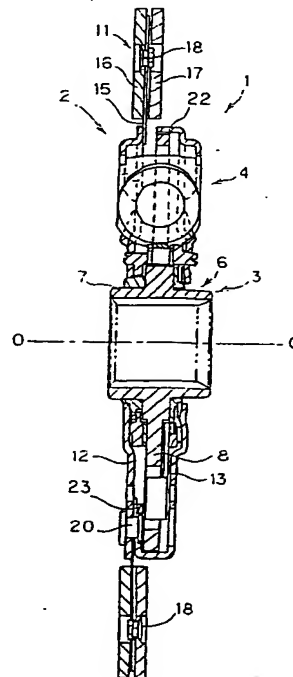
⑦2 Erfinder:  
Uehara, Hiroshi, Hirakata, Osaka, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Dämpfermechanismus

⑤7 Die Erfindung betrifft einen Dämpfermechanismus, um bevorzugte Schwingungsdämpfungsleistungen durch Bereitstellen von unterschiedlichen Charakteristiken an einer positiven und einer negativen Seite der Torsionscharakteristiken bereitzustellen. In einem Dämpfermechanismus einer Kupplungsscheibenanordnung (1) ist eine Vielzahl von Schraubenfedern (30) und (36) derart angeordnet, dass sie zusammengedrückt werden, wenn Platten (12) und (13) sich relativ zu einer Nabe (6) derart drehen, dass eine höhere Torsionssteifigkeit an der positiven Seite des Torsionswinkelbereichs als an der negativen Seite auftritt. Ein Reibungserzeugungsmechanismus (69) ist vorgesehen, um Reibung zu erzeugen, wenn die Platten (12) und (13) sich relativ zur Nabe (6) drehen. Der Reibungserzeugungsmechanismus (69) erzeugt eine größere Reibung an der positiven Seite des Torsionswinkelbereichs als an der negativen Seite.



DE 101 46 904 A 1

## Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft im Allgemeinen einen Dämpfermechanismus. Genauer betrifft die vorliegende Erfindung einen Dämpfermechanismus zur Übertragung eines Drehmoments, wobei Torsionsschwingungen absorbiert und gedämpft werden.

[0002] Ein Dämpfermechanismus, welcher in einer Kupplungsscheibenanordnung eines Fahrzeugs verwendet wird, ist beispielsweise aus einem Eingangsrotationselement, einem Ausgangselement und einem elastischen Verbindungsmechanismus gebildet. Das Eingangsrotationselement ist lösbar mit einem Eingangsschwungrad verbunden. Das Ausgangsrotationselement ist mit einer Eingangswelle eines Getriebes verbunden. Der elastische Verbindungsmechanismus verbindet die Rotationselemente elastisch in Rotationsrichtung. Das Eingangsrotationselement ist aus einer Kupplungsscheibe und einem Eingangsplattenpaar gebildet, welches an der Kupplungsscheibe befestigt ist. Das Ausgangsrotationselement ist aus einer Nabe gebildet, welche drehfest aber axial bewegbar mit der Getriebeeingangswelle verbunden ist. Die Nabe ist aus einem zylindrischen Nabenwulst, welcher mit der Getriebeeingangswelle keilverzahnt ist, und einem radialen Flansch gebildet, welcher um den Nabenwulst gebildet ist. Der elastische Verbindungsmechanismus ist aus einer Vielzahl von elastischen Elementbaugruppen gebildet. Jede der elastischen Elementbaugruppen ist aus nur einer Schraubenfeder oder einer Kombination einer Schraubenfeder und Sitzelementen gebildet, welche an ihren einander entgegengesetzten Enden angeordnet sind. Jede elastische Elementbaugruppe ist in einer im Flansch gebildeten Fensteröffnung angeordnet und ist an seinen entgegengesetzten Enden in Rotationsrichtung abgestützt. Jede elastische Elementbaugruppe ist in verschiedene Richtungen durch Ränder von Fenstern, welche in dem Eingangsplattenpaar gebildet sind, abgestützt.

[0003] Wenn im oben beschriebenen Aufbau sich das Eingangsplattenpaar relativ zur Nabe dreht, werden die Schraubenfedern in Rotationsrichtung zwischen den Eingangsplatten und der Nabe zusammengedrückt. Dadurch werden Torsionsschwingungen, welche zur Kupplungsscheibenanordnung übertragen werden, durch den Dämpfermechanismus absorbiert und gedämpft.

[0004] Im Allgemeinen werden Geräusche, welche durch ein Antriebssystem infolge von Torsionsschwingungen erzeugt werden, in Gruppen unterteilt, welche jeweils Geräusche während des Leerlaufs, Geräusche während des Fahrens mit konstanter Geschwindigkeit, Geräusche während der Beschleunigung und Verzögerung und gedämpfte oder begrenzte bzw. eingeschlossene Geräusche umfassen. Zum Absorbieren der Torsionsschwingungen, welche diese Geräusche verursachen können, ist es daher notwendig, geeignete Torsionscharakteristiken im Dämpfermechanismus zu bestimmen. Daher verwenden herkömmliche Dämpfermechanismen Zwei-Stufen-Charakteristiken, in welchen eine geringe Steifigkeit und ein geringes Hysteresisdrehmoment in einem Bereich eines kleinen Torsionswinkels zur Absorption von Schwingungen während des Leerlaufs erreicht werden. In diesen herkömmlichen Zwei-Stufen-Charakteristiken kann der Bereich der großen Torsionswinkel in einen Bereich, welcher eine mittlere bzw. Zwischensteifigkeit und ein hohes Hysteresisdrehmoment zum Absorbieren von gedämpften Geräuschen zeigt, und einen Bereich, welcher eine hohe Steifigkeit und ein hohes Hysteresisdrehmoment zum Absorbieren von Schwingungen und Geräuschen während der Beschleunigung unterteilt werden.

[0005] Bei einem FF-Fahrzeug (Frontmotor und Frontantrieb) weist ein Antriebssystem eine hohe Steifigkeit auf, so

dass ein Resonanzpunkt in einem praktischen Betriebsbereich verbleibt, selbst wenn die Torsionssteifigkeit zum Zwecke einer verbesserten Performance für Geräusche und Schwingungen verringert ist. Die Charakteristiken der Motordrehzahlvariationen sind unterschiedlich zwischen der positiven Seite (Beschleunigung) und der negativen Seite (Verzögerung), jedoch gibt es keinen Unterschied bei den herkömmlichen Torsionscharakteristiken zwischen der positiven und der negativen Seite. Deshalb können, selbst wenn gute Dämpfungsleistungen an einer Seite erreicht werden können, keine guten Dämpfungscharakteristiken an der anderen Seite erreicht werden. Somit kann insgesamt eine gute Dämpfungsleistung nicht erreicht werden.

[0006] In Verbindung mit Schwingungsdämpfungsleistungen bezogen auf Variationen der Drehzahl des Getriebes bezüglich der Motordrehzahl kann das Hysteresisdrehmoment eine Resonanz an der positiven Seite unterdrücken, kann jedoch keine gute Dämpfungsrate in einem positiven Bereich höher als der Resonanzpunkt oder über den gesamten negativen Bereich erreichen. Umgekehrt kann das geringe Hysteresisdrehmoment gute Dämpfungsraten im positiven Bereich höher als der Resonanzpunkt und über den gesamten negativen Bereich erreichen, kann jedoch große Variationen der Drehzahl am positiven Resonanzpunkt verursachen.

[0007] Wie oben erwähnt, wenn die Torsionscharakteristiken an der positiven Seite ähnlich zu denen an der negativen Seite sind und insbesondere kein Unterschied im Hysteresisdrehmoment zwischen der positiven und der negativen Seite vorhanden ist, ist es nicht möglich, Torsionsdämpfungscharakteristiken bereitzustellen, welche über den gesamten Bereich vorteilhaft sind.

[0008] Daher existiert eine Notwendigkeit für einen Dämpfermechanismus, welcher die oben erläuterten Probleme im Stand der Technik überwindet. Die vorliegende Erfindung richtet sich auf diese Notwendigkeit im Stand der Technik sowie auch auf andere Notwendigkeiten, welche dem Fachmann aus der vorliegenden Offenbarung ersichtlich werden.

[0009] Es ist daher Aufgabe der vorliegenden Erfindung, bei einfachem Aufbau und einfacher, kostengünstiger Herstellbarkeit einen Dämpfermechanismus bereitzustellen, welcher verbesserte Schwingungsdämpfungscharakteristiken aufweist.

[0010] Diese Aufgabe wird durch einen Dämpfermechanismus mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst. Die Unteransprüche zeigen bevorzugte Weiterbildungen der Erfindung.

[0011] Der erfindungsgemäße Dämpfermechanismus erreicht die bevorzugten Schwingungsdämpfungscharakteristiken durch Vorsehen von unterschiedlichen Torsionscharakteristiken an der positiven und der negativen Seite.

[0012] Gemäß einem ersten Aspekt der Erfindung umfasst ein Dämpfermechanismus ein erstes Rotationselement, ein zweites Rotationselement, eine Vielzahl von elastischen Elementen und einen Reibungserzeugungsmechanismus. Das zweite Rotationselement ist drehbar bezüglich des ersten Rotationselements angeordnet. Die Vielzahl der elastischen Elemente ist derart angeordnet, dass sie zusammengedrückt werden, wenn eine Relativrotation zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement in Rotationsrichtung auftritt und stellen eine höhere Steifigkeit an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken als an der negativen Seite bereit. Der Reibungserzeugungsmechanismus ist vorgesehen, um Reibung zu erzeugen, wenn eine Relativrotation zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement auftritt, und erzeugt eine größere Reibung an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken als an der negativen

Seite.

[0013] Dieser Dämpfermechanismus kann Charakteristiken bereitstellen, bei denen die Steifigkeit und das Hysteresisdrehmoment an der positiven Seite (Beschleunigungsseite) der Torsionscharakteristiken hoch sind und an der negativen Seite (Verzögerungsseite) der Torsionscharakteristiken gering sind. Damit ist es möglich, Variationen bzw. Schwankungen der Drehzahl zu verhindern, welche beim Passieren des Resonanzpunkts an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken auftreten können. Ebenfalls können gute Dämpfungsraten an der gesamten negativen Seite der Torsionscharakteristiken erreicht werden.

[0014] Gemäß einem zweiten Aspekt der vorliegenden Erfindung weist der Dämpfermechanismus des ersten Aspekts weiter das Merkmal auf, dass der Reibungserzeugungsmechanismus einen ersten Reibungserzeugungsbereich zur Erzeugung von Reibung an zumindest der negativen Seite der Torsionscharakteristiken aufweist und einen zweiten Reibungserzeugungsmechanismus zur Erzeugung von Reibung an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken aufweist. Da der Dämpfermechanismus dieses Aspekts zwei Reibungserzeugungsbereiche zur Erzeugung der Reibung jeweils an der positiven und der negativen Seite aufweist, kann das Hysteresisdrehmoment an jeder der positiven und negativen Seite unabhängig voneinander gesteuert bzw. geregelt werden.

[0015] Gemäß einem dritten Aspekt der vorliegenden Erfindung weist der Dämpfermechanismus gemäß dem zweiten Aspekt weiter das Merkmal auf, dass der erste Reibungserzeugungsbereich an der positiven und der negativen Seite betrieben wird und der zweite Reibungserzeugungsbereich nur an der positiven Seite betrieben wird. Bei diesem Dämpfermechanismus arbeiten der erste und der zweite Reibungserzeugungsbereich an der positiven Seite und nur der erste Reibungserzeugungsbereich arbeitet an der negativen Seite.

[0016] Gemäß einem vierten Aspekt der vorliegenden Erfindung weist der Dämpfermechanismus gemäß dem zweiten oder dritten Aspekt weiter das Merkmal auf, dass der erste Reibungserzeugungsbereich ein erstes Reibelement zur Erzeugung von Reibung zwischen dem ersten und zweiten Rotationselementen aufweist und ein erstes Vorspannelement zum Vorspannen des ersten Reibelements aufweist. Der zweite Reibungserzeugungsbereich weist ein zweites Reibelement zur Erzeugung von Reibung zwischen dem ersten und den zweiten Rotationselementen auf und weist ein zweites Vorspannelement zum Vorspannen des zweiten Reibelements auf. Bei diesem Dämpfermechanismus weist jeder der Reibungserzeugungsbereiche ein Reibungserzeugungselement und ein Vorspannelement auf. Wenn daher die Rotationsrichtung der Rotationselemente geändert wird, kann das Hysteresisdrehmoment jeweils unabhängig an der positiven und der negativen Seite gesteuert bzw. geregelt werden.

[0017] Diese und weitere Ziele, Merkmale, Aspekte und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden dem Fachmann aus der nachfolgenden detaillierten Beschreibung in Verbindung mit den beigefügten Zeichnungen deutlich, welche bevorzugte Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung darstellen.

[0018] In den Zeichnungen ist:

[0019] Fig. 1 eine Querschnittsansicht einer Kupplungsscheibenanordnung gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung,

[0020] Fig. 2 eine Draufsicht der Kupplungsscheibenanordnung von Fig. 1,

[0021] Fig. 3 eine Teilquerschnittsansicht, welche in einem vergrößerten Maßstab einen in Fig. 1 gezeigten Reibungserzeugungsmechanismus zeigt,

[0022] Fig. 4 eine Teilquerschnittsansicht, welche in einem vergrößerten Maßstab einen in Fig. 1 gezeigten Reibungserzeugungsmechanismus zeigt,

[0023] Fig. 5 eine teilweise geschnittene Draufsicht, welche in einem vergrößerten Maßstab eine in Fig. 2 gezeigte elastische Element-Anordnung zeigt,

[0024] Fig. 6 eine Querschnittsansicht eines in Fig. 2 gezeigten ersten Sitzelements,

[0025] Fig. 7 eine Querschnittsansicht, welche in einem vergrößerten Maßstab die in Fig. 1 gezeigte erste elastische Element-Anordnung zeigt,

[0026] Fig. 8 eine Querschnittsansicht des in Fig. 2 gezeigten ersten Sitzelements,

[0027] Fig. 9 eine Querschnittsansicht eines in Fig. 2 gezeigten zweiten Sitzelements,

[0028] Fig. 10 eine schematische Ansicht eines Dämpfermechanismus der Kupplungsscheibenanordnung von Fig. 1,

[0029] Fig. 11 eine schematische Ansicht des Dämpfermechanismus der Kupplungsscheibenanordnung von Fig. 1 und

[0030] Fig. 12 ein Diagramm, welches Torsionscharakteristiken der Kupplungsscheibenanordnung von Fig. 1 zeigt.

[0031] In Fig. 1 ist eine Querschnittsansicht einer Kupplungsscheibenanordnung 1 eines Ausführungsbeispiels gemäß der vorliegenden Erfindung dargestellt. Fig. 2 zeigt diese in einer Draufsicht. Die Kupplungsscheibenanordnung 1 ist eine Leistungsübertragungsvorrichtung, welche in einer Kupplungsvorrichtung eines Fahrzeugs (insbesondere eines Fahrzeugs mit Frontmotor und Frontantrieb) verwendet wird, und weist eine Kupplungsfunktion und eine Dämpfungsfunktion auf. Die Kupplungsfunktion arbeitet selektiv, um ein Drehmoment durch Eingreifen mit und Lösen von einem Schwungrad (nicht gezeigt) zu übertragen und zu unterbrechen. Die Dämpfungsfunktion arbeitet, um Drehmoment und andere Schwankungen, welche von der Schwungradseite zugeführt werden, durch Federn und andere Teile zu absorbieren und zu dämpfen.

[0032] In Fig. 1 stellt die Linie 0-0 eine Rotationsachse der Kupplungsscheibenanordnung 1 dar. An der linken Seite von Fig. 1 sind ein Motor und ein Schwungrad (beide nicht gezeigt) angeordnet. An der rechten Seite von Fig. 1 ist ein Getriebe (nicht gezeigt) angeordnet. In Fig. 2 bezeichnet ein Pfeil R1 die Antriebsseite (positive Rotationsrichtung) der Kupplungsscheibenanordnung 1 und ein Pfeil R2 bezeichnet eine entgegengesetzte Seite (negative Rotationsseite). In der nachfolgenden Beschreibung stellen die Begriffe "Rotations(umfangs-)richtung", "Axialrichtung" und "Radialrichtung" die jeweiligen Richtungen der Kupplungsscheibenanordnung 1, welche als Rotationskörper betrachtet wird, dar, außer es ist anderweitig angegeben.

[0033] Bezug nehmend auf die Fig. 1 und 2 ist die Kupplungsscheibenanordnung 1 in erster Linie aus einem Eingangsrotationselement 2, einem Ausgangsrotationselement 3 und einem zwischen den beiden Rotationselementen 2 und 3 angeordneten elastischen Kupplungsmechanismus 4 gebildet. Diese Elemente und der Mechanismus bilden einen Dämpfermechanismus zum Dämpfen von Torsionsschwankungen, während ein Drehmoment übertragen wird. Das Eingangsrotationselement 2 ist ausgelegt, um Drehmoment vom Schwungrad (nicht gezeigt) zu empfangen. Das Eingangsrotationselement 2 ist in erster Linie aus einer Kupplungsscheibe 11, einer Kupplungsplatte 12 und einer Rückhalteplatte 13 gebildet. Die Kupplungsscheibe 11 kann gegen das Schwungrad für ein Eingreifen damit gedrückt werden. Die Kupplungsscheibe 11 ist aus einer Dämpfungsplatte 15 sowie einem Paar von Reibbelägen 16 und 17 gebildet, welche an axial gegenüberliegenden Seiten der Dämpfungsplatte 15 mittels Nieten 18 befestigt sind.

[0034] Die Kupplungsplatte 12 und die Rückhalteplatte 13 sind beide aus kreisförmigen Plattenelementen gebildet, welche mittels Pressen hergestellt werden, und sind in Axialrichtung von einander um einen vorbestimmten Abstand beabstandet. Die Kupplungsplatte 12 ist an der Motorseite angeordnet und die Rückhalteplatte 13 ist an der Getriebe-  
 5 seite angeordnet. Die Rückhalteplatte 13 ist an ihrem radialen äußeren Bereich mit einer zylindrischen Wand 22 versehen, welche in Richtung der Kupplungsplatte 12 verläuft. Eine Vielzahl von Befestigungsbereichen 23 erstreckt sich vom Ende der Wand 22 radial nach innen. Die Befestigungsbereiche 23 sind an der Seitenfläche an der Getriebe-  
 10 seite der Kupplungsplatte 12 angeordnet und an ihr mit einer Vielzahl von Nieten 20 befestigt. Dadurch drehen sich die Kupplungsplatte 12 und die Rückhalteplatte 13 miteinander. Ebenfalls bestimmt der obige Aufbau den axialen Raum. Weiterhin befestigen die Nieten 20 den radialen inneren Bereich der Dämpfungsplatte 15 mit dem Befestigungsbereich 23 und dem radialen äußeren Bereich der Kupplungsplatte 12. Jede der Kupplungs- und Rückhalteplatten 12 und 13 ist mit einer mittleren Öffnung versehen, in welcher ein Nabenwulst 7 angeordnet ist, was später beschrieben wird. Jede der Kupplungs- und Rückhalteplatten 12 und 13 ist mit einer Vielzahl von Fenstern 51 und 52 versehen, welche in Umfangsrichtung angeordnet sind. Diese Fenster 51 und 52 in jeder der Platten 12 und 13 weisen die gleiche Konfiguration auf und sind vorzugsweise an jeweils vier Positionen angeordnet, welche radial gleich zueinander aber in Umfangsrichtung gleich von einander beabstandet sind. Jedes der Fenster 51 und 52 verläuft im Wesentlichen in Umfangsrichtung.

[0035] In Fig. 1 werden die paarweisen Fenster, welche in Fig. 2 seitlich einander gegenüberliegend sind, als erste Fenster 51 bezeichnet und die paarweisen Fenster, welche in Fig. 2 vertikal gegenüber liegen, werden als zweite Fenster 52 bezeichnet. Da die ersten und zweiten Fenster 51 und 52 die gleiche Konfiguration aufweisen, wird die Konfiguration dieser Fenster nachfolgend gemeinsam beschrieben. Jedes der ersten und zweiten Fenster 51 und 52 ist durch eine Öffnung, welche an ihren axial gegenüberliegenden Enden geöffnet ist, und einem Abstützbereich gebildet, welcher entlang des Randes der Öffnung gebildet ist. Der Abstützbereich weist einen radial äußeren Abstützbereich 55, einen radial inneren Abstützbereich 56 und Umfangsendabstützbereiche 57 auf. In einer Draufsicht ist der radial äußere Abstützbereich 55 im Wesentlichen in Umfangsrichtung gebogen und der radial innere Abstützbereich 56 weist eine im Wesentlichen gerade Form auf. Jeder der Umfangsendabstützbereiche 57 erstreckt sich im Wesentlichen geradlinig in Radialrichtung, ist jedoch nicht parallel zu einer Linie, welche durch eine Mitte in Umfangsrichtung der Fenster 51 oder 52 und der Mitte 0 der Kupplungsscheibenanordnung 1 verläuft. Der Umfangsendabstützbereich 57 ist schräg gestellt, so dass sein radiales inneres Ende vorzugsweise in Umfangsrichtung nach innen (in Richtung der Mitte in Umfangsrichtung der Fenster 51 oder 52) bezüglich des radialen äußeren Endes versetzt ist. Deshalb sind die Umfangsendabstützbereiche 57 an den gegenüberliegenden Seiten jedes Fensters 51 oder 52 nicht zueinander parallel. Der radiale äußere Abstützbereich 55 und der radiale innere Abstützbereich 56 ist jeweils durch teilweises Schneiden und Umbiegen der Platten gebildet.

[0036] Nachfolgend wird das in Fig. 1 gezeigte Ausgangsrotationselement 3 beschrieben. Das Ausgangsrotationselement 3 besteht hauptsächlich aus einer Nabe 6. Die Nabe 6 ist aus einem Nabenwulst 7 und einem Flansch 8 gebildet. Der Nabenwulst 7 weist eine zylindrische Form auf und ist innerhalb der mittigen Öffnungen der Kupplungs-

und Rückhalteplatte 12, 13 angeordnet. Der Nabenwulst 7 befindet sich mit einer Getriebeeingangswelle (nicht gezeigt), welche in die mittige Öffnung eingeführt ist, im keilverzahnten Eingriff. Der Flansch 8 ist einstückig mit und radial um den Nabenwulst 7 gebildet und weist eine kreisförmige, plattenartige Form auf. Der Flansch 8 ist in Axialrichtung zwischen der Kupplungs- und der Rückhalteplatte 12, 13 angeordnet. Bezugnehmend auf Fig. 4 ist der Flansch 8 aus einem radial inneren Bereich 8a und einem radial äußeren Bereich 8b, welcher eine kleinere axiale Größe oder Dicke als der innere Bereich 8a aufweist, gebildet. Wie in Fig. 2 gezeigt, ist der Flansch 8 an seinem radial äußeren Bereich 8b mit Fensteröffnungen 53 und 54 versehen, welche den ersten und zweiten Fenstern 51 und 52 entsprechen. Diese Fensteröffnungen 53 und 54 sind vorzugsweise jeweils an den vier Positionen angeordnet, welche an der gleichen Radialposition zueinander und in Umfangsrichtung gleich voneinander beabstandet angeordnet sind. Die in Fig. 2 paarweisen Fensteröffnungen, welche einander seitlich gegenüberliegen, werden als erste Fensteröffnungen 53 bezeichnet und die paarweisen Fensteröffnungen, welche in Fig. 2 einander vertikal gegenüberliegen, werden als zweite Fensteröffnungen 54 bezeichnet. Da die ersten und zweiten Fensteröffnungen 53 und 54 die gleiche Konfiguration aufweisen, wird diese Konfiguration nachfolgend gemeinsam beschrieben. Jeder der Fensteröffnungen 53 und 54 ist an den in Axialrichtung gegenüberliegenden Enden geöffnet und durch axiales Pressen hergestellt und verläuft in Umfangsrichtung. Wie in Fig. 5 gezeigt, weist jede der Fensteröffnungen 53 und 54 einen radial äußeren Abstützbereich 63, einen radial inneren Abstützbereich 64 und Umfangsendabstützbereiche 65 auf. In der Draufsicht verläuft der radial äußere Abstützbereich 63 im Wesentlichen in Umfangsrichtung bogenförmig und der radial innere Abstützbereich 64 weist eine im Wesentlichen gerade Form auf. Jeder der Umfangsendabstützbereiche 65 erstreckt sich im Wesentlichen geradlinig in Radialrichtung, jedoch nicht parallel zu einer Linie, welche durch eine Mitte in Umfangsrichtung der Fensteröffnungen 53 oder 54 und der Mitte 0 der Kupplungsscheibenanordnung 1 verläuft. Der Umfangsendabstützbereich 65 ist derart geneigt, dass das radial innere Ende in Umfangsrichtung nach innen bezüglich des radial äußeren Endes versetzt sein kann.

[0037] Der vorhergehende Aufbau kann wie folgt zusammengefasst werden:

1. Die Fenster bzw. die Fensteröffnungen in jedem Rotationselement weisen die gleiche Konfiguration auf.
2. Wie in Fig. 2 gezeigt, weisen die Fenster und die Fensteröffnungen (z. B. die erste Fensteröffnung 53 und das erste Fenster 51 und die zweite Fensteröffnung 54 und das zweite Fenster 52), welche in Axialrichtung einander gegenüberliegen, die gleichen Konfigurationen auf und sind in Axialrichtung zueinander ausgerichtet.

[0038] Wie in Fig. 2 gezeigt, ist der Flansch 8 an seinem radialen äußeren Rand mit Aussparungen 8c gebildet, durch welche sich die Befestigungsbereiche 23 der Rückhalteplatte 13 in Axialrichtung erstrecken. Jede Aussparung 8c ist in Umfangsrichtung zwischen den Fensteröffnungen 53 und 54 angeordnet.

[0039] Der elastische Kupplungsmechanismus 4 ist aus einer Vielzahl von elastischen Element-Anordnungen 30 und 31 gebildet. In diesem Ausführungsbeispiel werden vorzugsweise vier elastische Element-Anordnungen 30 und 31 verwendet. Die elastischen Element-Anordnungen 30 und 31 sind innerhalb der vier Fensteröffnungen 53 und 54 so-

wie der ersten und zweiten Fenster 51 und 52 angeordnet. Die elastischen Element-Anordnungen 30 und 31 sind als zwei Arten von Anordnungen gebildet, d. h. die ersten elastischen Element-Anordnungen 30, welche innerhalb der ersten Fensteröffnung 53 und des ersten Fensters 51 angeordnet sind, und der zweiten elastischen Element-Anordnungen 31, welche innerhalb der zweiten Fensteröffnung 54 und dem zweiten Fenster 52 angeordnet sind.

[0040] Wie in Fig. 5 gezeigt, ist die erste elastische Element-Anordnung 30 aus einer ersten Schraubenfeder 33 und einem Sitzelementpaar 34A und 34B gebildet, welche an den gegenüberliegenden Enden der Feder 33 angeordnet sind. Die erste Schraubenfeder 33 weist einen kreisförmigen Querschnitt auf. Jedes Ende der ersten Schraubenfeder 33 ist geschlossen und bildet eine Endwindung. Jedoch wird die Oberfläche jeder Endwindung keinem Poliervorgang unterzogen und behält die Schnittform des Schraubendrahtes bei. Die "Endwindung" in diesem Ausführungsbeispiel ist die gleiche wie eine Windung jedes Endes der ersten Schraubenfeder 33. Die Sitzelemente 34A und 34B sind aus einem harten Harz oder einem elastischen Harzmaterial hergestellt. Beispielsweise kann das elastische Harzmaterial ein thermoplastisches Polyesterelastomer sein. Innerhalb der ersten Fensteröffnung 53 wird das an der R1-Seite, d. h. der vorderen Seite in Rotationsrichtung R1, angeordnete Sitzelement nachfolgend als erstes Sitzelement 34A bezeichnet und das an der gegenüberliegenden Seite angeordnete Sitzelement wird nachfolgend als zweites Sitzelement 34B bezeichnet.

[0041] Ein Aufbau des zweiten Sitzelements 34B wird nachfolgend beschrieben und anschließend wird das erste Sitzelement 34A basierend auf der Beschreibung des zweiten Sitzelements 34B beschrieben.

[0042] Wie in den Fig. 5 und 6 gezeigt, weist das zweite Sitzelement 34B einen Sitzbereich 40 mit einer Sitzfläche 40a zur Aufnahme einer Endwindungsfläche der ersten Schraubenfeder 33 auf. Der Sitzbereich 40 ist an seiner Sitzfläche mit einem säulenförmigen Vorsprung 44 versehen, so dass die Sitzfläche 40a eine ringförmige Form aufweist. Die Sitzfläche 40a weist einen ersten Halbkreis mit einer im Wesentlichen flachen Form sowie einen zweiten Halbkreis mit einer Höhe relativ zu einer Ebene, welche sich im Wesentlichen parallel zu einer zweiten Kontaktfläche 42 erstreckt, auf. Der zweite Halbkreis erhöht sich nach und nach, wenn sich eine Position im Gegenuhrzeigersinn in einer Draufsicht von einem Ende in Richtung des anderen Endes bewegt. Ein Ende des zweiten Halbkreises verläuft kontinuierlich zum ersten Halbkreis und sein anderes Ende stellt einen abgestuften Bereich bezüglich des ersten Halbkreises dar. Im abgestuften Bereich, wie in den Fig. 5 und 8 gezeigt, bildet die Sitzfläche 40a eine Kontaktfläche 45, welche im Wesentlichen senkrecht zur Umfangsrichtung ist (d. h. die Fläche 45 liegt im Gegenuhrzeigersinn in der Draufsicht). Die Sitzfläche 40a weist eine Konfiguration entsprechend der der Endwindung der ersten Schraubenfeder 33 auf und die Kontaktfläche 45 befindet sich mit der führenden Endfläche der Endwindung in Kontakt. Dadurch kann sich die erste Schraubenfeder 33 nicht um ihre eigene Achse bezüglich des ersten Sitzelementpaars 34A und 34B drehen. Die Kontaktflächen 45 von einander gegenüberliegenden Sitzelementen 34A und 34B sind direkt entgegengesetzt zueinander in den Drehrichtungen der ersten Schraubenfeder 33 gerichtet. Deshalb kann sich die erste Schraubenfeder 33 in keine Richtung um die Mittelachse drehen.

[0043] Der Vorsprung 44 ist weiter mit einem vorstehenden Kontaktbereich 46 versehen. Der Kontaktbereich 46 weist einen Axialabschnitt auf, welcher sich in Richtung des Endes verjüngt, und ist an seinem Ende mit einer flachen Kontaktfläche 46a versehen. Wie in Fig. 6 gezeigt, sind der

Sitzbereich 40, der Vorsprung 44 und der Kontaktbereich 46 an ihren Mitten mit einer Öffnung 44a versehen, welche im Wesentlichen in Umfangsrichtung verläuft und einen kreisförmigen Querschnitt aufweist. Wie am besten in Fig. 8 gezeigt, ist der Kontaktbereich 46 mit einem Schlitz 46b versehen, welcher in Axialrichtung verläuft, um ihn in zwei in Axialrichtung von einander beabstandete Bereiche zu unterteilen.

[0044] An dem Ende entfernt von der Sitzfläche 40a ist der Sitzbereich 40 mit einem Paar von Vorsprüngen 41 versehen, welche an in Axialrichtung gegenüberliegenden Bereichen angeordnet sind und sich in Rotationsrichtung erstrecken. Die Endfläche der Vorsprünge 41 bildet eine erste Kontaktfläche 41a. Mit anderen Worten ist der Sitzbereich 40 mit einem Schlitz 48 versehen, welcher den in Umfangsrichtung äußeren Bereich axial unterteilt. Die zweite Kontaktfläche 42 ist in Axialrichtung zwischen den Vorsprüngen 41 gebildet. Somit ist die zweite Kontaktfläche 42 in Umfangsrichtung innerhalb der ersten Kontaktfläche 41a angeordnet. Wie in den Fig. 2 und 9 gezeigt, ist die erste Fläche 41a derart angeordnet, dass sie sich in Kontakt mit oder nahe an den Umfangsendabstützbereichen 57 der ersten Fenster 51 in den Platten 12 und 13 befindet und in Rotationsrichtung abgestützt ist. Wie in Fig. 5 gezeigt, ist die zweite Kontaktfläche 42 um einen vorbestimmten Winkel  $\theta 1$  um z. B.  $15^\circ$  vom Umfangsendabstützbereich 65 der ersten Fensteröffnung zur Abstützung in Rotationsrichtung beabstandet.

[0045] Wie weiter in den Fig. 5 und 9 gezeigt, ist der Sitzbereich 40 an seinem in Umfangsrichtung inneren Bereich mit einem radial äußeren Abstützbereich 40b zum Abstützen der radial äußeren und axial einander gegenüberliegenden Bereiche der Endwindung der ersten Schraubenfeder 33 sowie einem radial inneren Abstützbereich 40c zum Abstützen der radial inneren und axial einander gegenüberliegenden Bereiche der Endwindung der ersten Schraubenfeder 33 versehen.

[0046] Wie in den Fig. 2 und 6 gezeigt, weist der zweite Sitzbereich 34B einen radial äußeren Bereich eines bogenförmigen Abschnitts auf, welcher sich entlang der radial äußeren Abstützbereiche 55 und 63 erstreckt. Die axiale Bewegung des zweiten Sitzelements 34B ist durch den radial äußeren Abstützbereich 55 und den radial inneren Abstützbereich 56 des ersten Fensters 51 beschränkt.

[0047] Nachfolgend wird der Aufbau des ersten Sitzelements 34A beschrieben. Wie in Fig. 9 gezeigt, weist das erste Sitzelement 34A im Wesentlichen die gleiche Konfiguration und den gleichen Aufbau wie das zweite Sitzelement 34B auf und daher werden nur Unterschiede nachfolgend erläutert. Die paarweisen Vorsprünge 41 des ersten Sitzelements 34A stehen um einen kleineren Betrag in Rotationsrichtung vor als die des zweiten Sitzelements 34B. Daher ist die zweite Kontaktfläche 42 des ersten Sitzelements 34A um einen Winkel von  $\theta 2$  in Rotationsrichtung von Umfangsendabstützbereich 65 der ersten Fensteröffnung 53 im Flansch 8 beabstandet, wie in Fig. 5 gezeigt. Der Winkel  $\theta 2$  ist sehr viel kleiner als der Winkel  $\theta 1$  und beträgt in diesem Ausführungsbeispiel vorzugsweise  $2^\circ$ . Nochmals Bezug nehmend auf Fig. 9 ist die zweite Kontaktfläche 42 mit einer flachen Konkavität 42a in Rotationsrichtung ausgebildet.

[0048] Wie in Fig. 5 gezeigt, ist die Anzahl von aktiven Windungen der ersten Schraubenfeder 33 bevorzugt vier an der radial inneren Seite und ist drei an der radial äußeren Seite. Somit ist die Anzahl von aktiven Windungen an der radial inneren Seite um 1 größer als an der radial äußeren Seite. Da sich die erste Schraubenfeder 33 nicht um ihre eigene Achse drehen kann, wird der obige Zustand beibehalten. Dies ist deshalb so, da sich die einander gegenüberliegenden Enden der ersten Schraubenfeder 33 drehfest mit



den Sitzelementen 34A und 34B im Eingriff befinden, um jeweils eine Rotation um ihre eigene Achse zu verhindern. Weiter sind die Sitzelemente 34A und 34B drehfest mit den Umfangsendabstützbereichen 65 des Flansches 8 und den Umfangsendabstützbereichen 57 (in Fig. 2 gezeigt) der Platten 12 und 13 im Eingriff, um ihre eigene Rotation um die Achse der ersten Schraubenfeder 33 zu verhindern. Da die Anzahl der aktiven Windungen an der radial inneren Seite größer als an der radial äußeren Seite ist, wie oben beschrieben, kann eine übermäßig große Belastung verteilt werden. Da ein großer Deformationsbetrag im radial äußeren Bereich auftritt und sich auf verschiedene Bereiche an der radial inneren Seite verteilt, können Unterschiede in der Belastung zwischen den radial inneren und äußeren Bereichen verringert werden.

[0049] Wie in Fig. 2 gezeigt, wird nachfolgend eine Beschreibung einer zweiten elastischen Element-Anordnung 31 gegeben. Die zweite elastische Element-Anordnung 31 ist aus einer zweiten Schraubenfeder 36 und dritten Sitzelementen 37 gebildet, welche jeweils an den einander gegenüberliegenden Enden in Rotationsrichtung der Schraubenfeder 36 angeordnet sind. Die zweite Schraubenfeder 36 weist einen kreisförmigen Querschnitt auf. Die einander gegenüberliegenden Enden der zweiten Schraubenfeder 36 sind jeweils durch eine geschlossene Windung gebildet. Die Oberfläche der Endwindung ist jedoch nicht poliert und behält die Schnittform des Schraubendrahtes bei. Der obige Begriff "Endwindung" ist ein Bereich, welcher einer Windung an jedem Ende der zweiten Schraubenfeder 36 entspricht. Die zweite Schraubenfeder 36 weist einen gleichen Schraubendurchmesser, Schraubendrahtdurchmesser und Steigung bzw. Abstand wie die erste Schraubenfeder 33 auf, weist jedoch eine unterschiedliche Anzahl von Windungen auf, so dass die zweite Schraubenfeder 36 in Umfangsrichtung länger als die erste Schraubenfeder 33 ist.

[0050] Das Sitzelement 37 weist eine ähnliche Form zu der der schon beschriebenen Sitzelemente 34A und 34B auf. Jedoch ist der Sitzbereich des dritten Sitzelements 37 nicht mit einem an der Außenseite in Rotationsrichtung angeordneten Schlitz versehen. Deshalb ist das dritte Sitzelement 37 ebenfalls in Kontakt mit oder nahe dem Umfangsendabstützbereich 65 der zweiten Fensteröffnung 54 im Flansch 8 angeordnet.

[0051] Wie in Fig. 4 gezeigt, umfasst die Kupplungsscheibenanordnung 1 weiter einen Reibungserzeugungsmechanismus 69, welcher vorgesehen ist, um parallel mit dem elastischen Kupplungsmechanismus 4 zu arbeiten. Der Reibungserzeugungsmechanismus 69 weist einen ersten Reibungserzeugungsbereich 70 zur Erzeugung eines geringen Hysteresisdrehmoments und einen zweiten Reibungserzeugungsbereich 71 zur Erzeugung eines hohen Hysteresisdrehmoments auf.

[0052] Der erste Reibungserzeugungsbereich 70 wird verwendet, um ein Hysteresisdrehmoment über den gesamten Betriebsbereich des elastischen Kupplungsmechanismus 4 zu erzeugen, und somit an beiden, den positiven und negativen Seiten der Torsionscharakteristiken. Der erste Reibungserzeugungsbereich 70 weist eine erste Buchse 72, eine erste konische Feder 73 und eine zweite Buchse 74 auf. Die erste Buchse 72 und die erste konische Feder 73 sind zwischen dem radial inneren Bereich 8a des Flansches 8 und dem radial inneren Bereich der Rückhalteplatte 13 angeordnet. Die erste Buchse 72 ist unterlegscheibenartiges Element und weist eine Reibfläche auf, welche sich in Gleitkontakt mit der Seitenfläche an der Getriebeseite des radial inneren Bereichs 8a des Flansches 8 befindet. Die erste konische Feder 73 ist axial zwischen der ersten Buchse 72 und dem radial inneren Bereich der Rückhalteplatte 13 angeordnet und

wird in Axialrichtung zusammengedrückt. Die zweite Buchse 74 ist ein ringförmiges Element, welches am inneren Umfang der Kupplungsplatte 12 befestigt ist, und weist eine innere Umfangsfläche auf, welche sich mit der äußeren Umfangsfläche des Nabenwulstes 7 in Kontakt befindet. Dadurch sind die Kupplungs- und Rückhalteplatte 12 und 13 in Radialrichtung bezüglich der Nabe 6 positioniert. Die zweite Buchse 74 weist eine Reibfläche auf, welche sich in Gleitkontakt mit der Seitenfläche an der Motorseite des radial inneren Bereichs 8a des Flansches 8 befindet.

[0053] Gemäß dem oben beschriebenen Aufbau arbeitet der erste Reibungserzeugungsbereich 70 derart, dass die ersten und zweiten Buchsen 72 und 74 (erste Reibelemente), welche sich gemeinsam mit der Kupplungs- und Rückhalteplatte 12 und 13 drehen, axial gegen den Flansch 8 durch die elastische Kraft der ersten konischen Feder 73 (erstes Vorspannelement) gedrückt werden und daher in Rotationsrichtung gleitbar sind.

[0054] Wie in den Fig. 3 und 4 gezeigt, wird der zweite Reibungserzeugungsbereich 71 durch eine dritte Buchse 76, eine zweite konische Feder 77, eine vierte Buchse 78 und floatendes bzw. mit Spiel versehenes Element 80 gebildet.

[0055] Das floatende Element 80 ist vorgesehen, um einen Betrieb des zweiten Reibungserzeugungsbereichs 71 an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken zu ermöglichen, aber einen Betrieb an der negativen Seite zu unterbinden. Genauer stellt das floatende Element 80 eine Reibfläche des zweiten Reibungserzeugungsbereichs 71 bezüglich des Eingangs-drehlements 2 bereit und ist drehbar bezüglich des Flansches 8 in einem vorbestimmten Winkelbereich. Jedoch ist das floatende Element 80 nur von einer Seite in Rotationsrichtung in Eingriff bringbar. Genauer ist es nur an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken in Eingriff bringbar und ist nicht an der negativen Seite in Eingriff bringbar. Das floatende Element 80 ist aus einem ersten Plattenelement 81, einem zweiten Plattenelement 82 und Stiften 83 gebildet. Die ersten und zweiten Plattenelemente 81 und 82 weisen ringförmige Formen auf und sind an den axial einander gegenüberliegenden Seiten des radial inneren Bereichs des Flansches 8 angeordnet. Genauer sind die ersten und zweiten Plattenelemente 81 und 82 an den axial einander gegenüberliegenden Seiten der radial innersten ringförmigen Bereiche des radial äußeren Bereichs 8b angeordnet, welcher radial zwischen dem radial inneren Bereich 8a und den Fensteröffnungen 53 und 54 angeordnet ist. Das erste Plattenelement 81 ist an der Getriebeseite bezüglich des Flansches 8 angeordnet und das zweite Plattenelement 82 ist an der Motorseite bezüglich des Flansches 8 angeordnet. Der Stift 83 weist einen axialen Schaft 83a und Befestigungsbereiche 83b auf, welche sich jeweils in Axialrichtung von gegenüberliegenden Enden des Schafts 83a erstrecken. Der Befestigungsbereich 83b weist einen kleineren Durchmesser als der Schaft 83a auf, so dass Schultern 83c an axial gegenüberliegenden Enden des Schafts 83a gebildet sind. Die ersten und zweiten Plattenelemente 81 und 82 sind mit Öffnungen versehen, um die Befestigungsbereiche 83b darin einzuführen. Infolge dieser Befestigungsbereiche 83b drehen sich die ersten und zweiten Plattenelemente 81 und 82 gemeinsam miteinander. Die Schultern 83c des Schafts 83 befinden sich jeweils in Axialrichtung in Kontakt mit den ersten und zweiten Plattenelementen 81 und 82. Dies legt den axialen Abstand zwischen den ersten und zweiten Plattenelementen 81 und 82 fest. Da die axiale Länge des Schafts 83a größer als die axiale Dicke des Flansches 8 ist, sind die axial gegenüberliegenden Flächen des radial äußeren Bereichs 8b des Flansches 8 nicht gleichzeitig in Kontakt mit den ersten und zweiten Plattenelementen 81 und 82 und der radial äußere Bereich 8b des Flansches 8 in Fig. 3 ist in Axialrichtung von

dem ersten Plattenelement **81** an seiner Getriebeseite beabstandet. Die Stifte **83** sind in zwei diametral gegenüberliegenden Positionen angeordnet und erstrecken sich jeweils durch Aussparungen **64a** in den ersten Fensteröffnungen **53**, wie in Fig. 5 gezeigt. Die Aussparung **64a** erstreckt sich vom radial inneren Abstützbereich **64** der ersten Fensteröffnung **53** radial nach innen und weist eine vorbestimmte Länge in Rotationsrichtung auf. Der Stift **83** in der Aussparung **64a** ist in Rotationsrichtung **R1** versetzt. Wie später beschrieben wird, ist das floatende Element **80** bezüglich der Nabe **6** um einen vorbestimmten Winkel drehbar und die Aussparung **64a** weist eine Umfangslänge auf, welche Störungen zwischen dem Rand der Aussparung **64a** und dem Stift **83** während der Relativrotation durch den obigen Bereich verhindert.

[0056] Wie in den Fig. 4 und 5 gezeigt, ist das erste Plattenelement **81** aus einem mit dem Stift **83** in Eingriff befindlichen ringförmigen Bereich **81a**, einem sich vom ringförmigen Bereich **81a** radial nach außen erstreckenden Paar von Armen **81b** und einer Klaue **81c** gebildet, welche sich vom Ende des Armes **81b** in Axialrichtung erstreckt. Jeder Arm **81b** weist ein Ende auf, welches nahe dem vorderen Ende in Rotationsrichtung **R1** der ersten Fensteröffnung **53** im Flansch **8** angeordnet ist. Der Arm **81b** weist eine Konfiguration auf, welche seine Einführung in Rotationsrichtung **R2** in einen Raum zwischen dem Paar von Vorsprüngen **41** des ersten Sitzelements **34A** erlaubt, und weist an seinem Ende die sich in Axialrichtung erstreckende Klaue **81c** auf. Die Klaue **81c** ist in den konkaven Bereich **82a** eingefügt, welcher an der zweiten Kontaktfläche **42** des ersten Dichtelements **34A** gebildet ist. Deshalb ist die Klaue **81c** bündig bzw. eben mit der zweiten Kontaktfläche **42**. Somit ist die Klaue **81c** durch den Winkel  $\theta 2$  in Rotationsrichtung vom Umfangsendabstützbereich **65** an der vorderen Seite in Rotationsrichtung **R1** der ersten Fensteröffnung **53** beabstandet. Die zweite Kontaktfläche **42** kann in Rotationsrichtung **R2** von der Klaue **81c** beabstandet sein.

[0057] Die dritte Buchse **76** und die zweite konische Feder **77** sind axial zwischen dem ringförmigen Bereich **81a** des ersten Plattenelements **81** und dem radial inneren Bereich der Rückhalteplatte **13** angeordnet und somit radial außerhalb der ersten Buchse **72** und der ersten konischen Feder **73** angeordnet. Die dritte Buchse **76** weist eine sich mit der Seitenfläche des ersten Plattenelements **81** an der Getriebeseite in Kontakt befindliche Reibfläche auf. Wie in Fig. 3 gezeigt, weist die dritte Buchse **76** Vorsprünge **76a** auf, welche sich in Axialrichtung vom ringförmigen Körper erstrecken und in in der Rückhalteplatte **13** gebildete Öffnungen eingefügt sind. Infolge dieser Einfügung ist die dritte Buchse **76** in Axialrichtung bewegbar, aber drehfest bezüglich der Rückhalteplatte **13**. Die zweite konische Feder **77** ist axial zwischen der dritten Buchse **76** und dem radial inneren Bereich der Rückhalteplatte **13** angeordnet und wird axial zwischen ihnen zusammengedrückt. Die dritte Buchse **76** weist Konkavitäten auf, welche sich in Rotationsrichtung mit den von der ersten Buchse **72** erstreckenden Vorsprüngen im Eingriff befinden. Infolge dieses Eingriffs dreht sich die erste Buchse **72** gemeinsam mit der dritten Buchse **76** und der Rückhalteplatte **13**.

[0058] Bezug nehmend auf die Fig. 3 und 4 ist die vierte Buchse **78** zwischen dem zweiten Plattenelement **82** und dem radial inneren Bereich der Kupplungsplatte **12** angeordnet und somit radial außerhalb der zweiten Buchse **74** angeordnet. Die vierte Buchse **78** weist eine sich mit der radialen Fläche an der Motorseite des zweiten Plattenelements **82** in Kontakt befindliche Reibfläche auf. Die vierte Buchse **78** ist mit einer Vielzahl von Vorsprüngen **78a** versehen, welche sich in Axialrichtung vom ringförmigen Körper in Richtung

des Motors erstrecken. Der Vorsprung **78a** ist in eine in der Kupplungsplatte **12** gebildete Öffnung eingefügt, so dass die vierte Buchse **78** axial bewegbar, aber drehfest bezüglich der Kupplungsplatte **12** ist.

[0059] Infolge des obigen Aufbaus arbeitet der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** derart, dass die dritten und vierten Buchsen **76** und **78** (zweite Reibelemente), welche sich gemeinsam mit der Kupplungs- und Rückhalteplatte **12** und **13** drehen, axial gegen das floatende Element **80** durch die elastische Kraft der zweiten konischen Feder **77** (zweites Vorspannelement) gedrückt werden und gleitbar in Rotationsrichtung ist. Das durch den zweiten Reibungserzeugungsbereich **71** erzeugte Hysteresisdrehmoment ist vorzugsweise zehn- bis zwanzigmal größer als das durch den ersten Reibungserzeugungsbereich **70** erzeugte Hysteresisdrehmoment.

[0060] Mit Bezugnahme auf die Fig. 5, 10 und 11, welche den Dämpfermechanismus in schematischer Weise zeigen, sowie auch auf Fig. 12, welche die Torsionscharakteristiken zeigt, wird nachfolgend eine Beschreibung der Torsionscharakteristiken der Kupplungsscheibenanordnung **1** gegeben. Die in Fig. 12 gezeigten Werte sind ausschließlich beispielhaft zu verstehen und beschränken nicht den Schutzzumfang der vorliegenden Erfindung.

[0061] Zuerst wird eine Beschreibung der Funktion gegeben beginnend vom in Fig. 10 gezeigten Neutralzustand und ausgeführt in dem positiven Bereich der Torsionscharakteristiken. In diesem Fall verdrehen sich die Kupplungsplatte **12** und die Rückhalteplatte **13** in Rotationsrichtung **R1** bezüglich des Ausgangsdrehelements **3**, welches die Nabe **6** umfasst.

[0062] Wenn der Torsionswinkel klein ist, werden nur die beiden zweiten Schraubenfedern **36** zusammengedrückt und es arbeitet nur der erste Reibungserzeugungsbereich **70**. Somit werden die beiden ersten Schraubenfedern **33** nicht zusammengedrückt und der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** wird nicht betrieben. Genauer erstrecken sich die Umfangsendabstützbereiche **65** an der **R1**-Seite des Flansches **8** durch den Schlitz **48** im ersten Sitzelement **34A**, weshalb die erste Schraubenfeder **33** nicht zusammengedrückt wird. Das floatende Element **80** ist über den zweiten Reibungserzeugungsbereich **71** mit den Platten **12** und **13** für eine gemeinsame Rotation verbunden und gleitet an der Nabe **6**, so dass der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** keine Reibung erzeugt. Damit können die Charakteristiken einer geringen Steifigkeit und eines geringen Hysteresisdrehmoments erhalten werden.

[0063] Wenn der Torsionswinkel  $\theta 2$  erreicht, kommt der Umfangsendabstützbereich **65** an der **R1**-Seite der ersten Fensteröffnung **53** mit der zweiten Kontaktfläche **42** am ersten Sitzelement **34A** und der Klaue **81c** des floatenden Elements **80** in Kontakt. Anschließend werden die beiden ersten Schraubenfedern **33** in paralleler Weise mit den zweiten Schraubenfedern **36** zusammengedrückt. Das floatende Element **80** dreht sich gemeinsam mit der Nabe **6** und gleitet in Rotationsrichtung bezüglich der dritten und vierten Buchsen **76** und **78**. Somit wird der zweite Reibungserzeugungsbereich **71** parallel mit dem ersten Reibungserzeugungsbereich **70** betrieben. Dadurch kann eine hohe Steifigkeit und hohe Hysteresisdrehmoment-Torsionscharakteristiken erhalten werden. Wenn der Torsionswinkel  $\theta 2$  z. B.  $10,5^\circ$  erreicht, kommen die ersten und zweiten Sitzelemente **34A** und **34B** miteinander in Kontakt und die dritten Sitzelemente **37** kommen miteinander in Kontakt, so dass der Betrieb des Dämpfermechanismus angehalten wird.

[0064] Nachfolgend wird eine Beschreibung des Betriebsfalls gegeben, welcher im neutralen Zustand von Fig. 11 beginnt und in dem negativen Bereich der Torsionscharakteri-

stiken ausgeführt wird. In diesem Fall verdrehen sich die Kupplungs- und Rückhalteplatte 12 und 13 in Rotationsrichtung R2 bezüglich des Ausgangsdrehelements 3, welches die Nabe 6 umfaßt. Wenn der Torsionswinkel klein ist, werden nur die beiden Schraubenfedern 36 zusammengedrückt und es wird nur der erste Reibungserzeugungsbereich 70 betrieben. Somit werden die beiden ersten Schraubenfedern 33 nicht zusammengedrückt und der zweite Reibungserzeugungsbereich 71 wird nicht betrieben. Genauer erstreckt sich der Umfangsendabstützbereich 65 an der R2-Seite des Flansches 8 durch den Schlitz 48 im zweiten Sitzelement 34B. Deshalb werden die ersten Schraubenfedern 33 nicht zusammengedrückt. Das floatende Element 80 ist über den zweiten Reibungserzeugungsbereich 71 mit den Platten 12 und 13 für eine gemeinsame Rotation verbunden und gleitet an der Nabe 6, so dass der zweite Reibungserzeugungsbereich 71 keine Reibung erzeugt. Dadurch können die Charakteristiken einer geringen Steifigkeit und eines geringen Hysteresisdrehmoments erhalten werden. Die Torsionssteifigkeit in diesem Zustand ist ungefähr gleich einem Viertel der Torsionssteifigkeit im positiven Hoch-Steifigkeitsbereich von 2° bis 10,5° von Fig. 12.

[0065] Wenn der Torsionswinkel  $\theta_1$  erreicht, kommt der Umfangsendabstützbereich 65 an der R2-Seite der ersten Fensteröffnung 53 mit der zweiten Kontaktfläche 42 des zweiten Sitzelements 34B in Kontakt. Anschließend werden die beiden erste Schraubenfedern 33 in paralleler Weise mit den beiden zweiten Schraubenfedern 36 zusammengedrückt. Das floatende Element 80 dreht sich jedoch gemeinsam mit den Platten 12 und 13 mit dem zweiten Reibungserzeugungsbereich 71 dazwischen und gleitet bezüglich der Nabe 6. Deshalb erzeugt der zweite Reibungserzeugungsbereich 71 keine Reibung. Dadurch können die gewünschte Steifigkeit und die gewünschten Hysteresisdrehmoment-Torsionscharakteristiken erhalten werden.

[0066] Wie oben beschrieben, zeigen beim erfindungsge-  
mäßigen Dämpfermechanismus die Torsionscharakteristiken  
jeweils unterschiedliche Torsionssteifigkeiten an der posi-  
tiven und der negativen Seite und zeigen jeweils weiter un-  
terschiedliche Hysteresisdrehmomente an der positiven und  
der negativen Seite. Dadurch können die gewünschten Tor-  
sionscharakteristiken, welche insgesamt, d. h. an allen Sei-  
ten, gut sind, erreicht werden. Da im Stand der Technik kein  
Unterschied der Torsionscharakteristiken zwischen der po-  
sitiven und der negativen Seite existiert, treten die nachfol-  
genden Probleme in Verbindung mit der Schwingungsdämp-  
fungsleistung auf:

1. Eine hohe Steifigkeit und ein hohes Hysteresisdrehmoment verursachen eine unzureichende Dämpfungsrate an der negativen Seite.
2. Eine hohe Steifigkeit und ein geringes Hysteresisdrehmoment verursachen große Vibrationen der Drehzahl während der Resonanz an der positiven Seite.
3. Eine geringe Steifigkeit und ein hohes Hysteresisdrehmoment verursachen eine unzureichende Dämpfungsrate an der negativen Seite.
4. Eine geringe Steifigkeit und ein geringes Hysteresisdrehmoment verursachen große Vibrationen der Drehzahl während der Resonanz an der positiven Seite.

[0067] Aus der obigen Darlegung ist es verständlich, dass das hohe Hysteresisdrehmoment vorzugsweise an der positiven Seite und das geringe Hysteresisdrehmoment vorzugsweise an der negativen Seite ist. Im Stand der Technik wurden Anordnungen mit derartigen Torsionscharakteristiken vorgeschlagen, bei denen das Hysteresisdrehmoment an der positiven Seite unterschiedlich von dem an der negativen

Seite ist. Zusätzlich zu dem Unterschied im Hysteresisdrehmoment stellt die vorliegende Erfindung einen Unterschied in der Torsionssteifigkeit bereit, so dass deutlich verbesserte Torsionscharakteristiken erhalten werden können.

5 [0068] Genauer wird ein hohes Hysteresisdrehmoment im hohen Steifigkeitsbereich (2° bis 10,5° in Fig. 12) an der positiven Seite erreicht und ein geringes Hysteresisdrehmoment wird im niederen Steifigkeitsbereich (0° bis 15° in Fig. 12) an der negativen Seite erreicht. Dadurch können  
10 Schwankungen der Drehzahl, welche auftreten können, wenn der Resonanzpunkt passiert wird, an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken verhindert werden und gute Dämpfungsraten können über die gesamte negative Seite der Torsionscharakteristiken erhalten werden.

15 [0069] Insbesondere kann die Kupplungsscheibenanordnung 1 gemäß der vorliegenden Erfindung in geeigneter Weise zur Verbesserung der Schwingungscharakteristiken, welche bei einem Fahrzeugaufbau mit Frontmotor und Frontantrieb verursacht werden, verwendet werden. Ge-  
20 nauer verwendet ein FF-Fahrzeug ein Antriebssystem hoher Steifigkeit und weist deshalb die folgenden Schwingungscharakteristiken auf. Erstens verbleibt in einem FF-Fahrzeug der Resonanzpunkt im praktischen Betriebsbereich selbst wenn die Torsionssteifigkeit zur Verbesserung des  
25 Geräusch- und Schwingungsverhaltens verringert ist. Zweitens, wenn die Schwankung der Motordrehzahl zwischen der positiven Seite (Beschleunigungsseite) und der negativen Seite (Verzögerungsseite) der Torsionscharakteristiken unterschiedlich ist und kein Unterschied in den Torsionscharakteristiken zwischen der positiven und der negativen Seite  
30 vorhanden ist, können gute Dämpfungsleistungen an einer Seite erreicht werden, aber können nicht an der anderen Seite erreicht werden. Somit ist es nicht möglich, gute Dämpfungsleistungen an beiden Seiten bereitzustellen.

35 [0070] Der Reibungserzeugungsmechanismus 69 weist zwei Reibungserzeugungsbereiche auf; d. h. den ersten und den zweiten Reibungserzeugungsbereich 70 und 71, und der zweite Reibungserzeugungsbereich 71 wird nur an der positiven Seite betrieben. Deshalb ist es möglich, das an der positiven und der negativen Seite erzeugte Hysteresisdrehmoment unabhängig von einander zu steuern bzw. zu regeln. Genauer kann das Hysteresisdrehmoment an der positiven Seite durch teilweises oder vollständiges Ändern der dritten  
40 Buchse 76, der vierten Buchse 78 und der zweiten konischen Feder 77 im zweiten Reibungserzeugungsbereich 71 gesteuert werden. Diese Änderung betrifft nicht das Hysteresisdrehmoment an der negativen Seite. Das Hysteresisdrehmoment an der negativen Seite kann durch teilweises oder vollständiges Ändern der ersten Buchse 72, der zweiten Buchse 74 und der ersten konischen Feder 73 im ersten Reibungserzeugungsbereich 70 gesteuert werden. Diese Ände-  
45 rung verursacht eine Änderung des Hysteresisdrehmoments an der positiven Seite. Jedoch ist das durch den ersten Reibungserzeugungsbereich 70 erzeugte Hysteresisdrehmoment sehr viel kleiner als das durch den zweiten Reibungserzeugungsbereich 71 erzeugte Hysteresisdrehmoment. Deshalb betreffen die obigen Änderungen das Hysteresisdrehmoment an der positiven Seite nicht in einer signifi-  
50 kanten Weise. Im Gegensatz dazu ist ein Aufbau vorgeschlagen worden, bei dem eine konische Feder zur Erzeugung von Reibung an einer Vielzahl von Elementen verwendet wird und die Anzahl der Reibflächen an der positiven Seite unterschiedlich von der an der negativen Seite ist, um jeweils un-  
55 terschiedliche Hysteresisdrehmomente an der positiven und der negativen Seite bereitzustellen. Gemäß diesem Aufbau betrifft eine Änderung der konischen Feder zur Steuerung des Hysteresisdrehmoments an der positiven Seite in signifikanter Weise das Hysteresisdrehmoment an der negativen



Seite.

[0071] Die vorliegende Erfindung ist nicht auf die Kupplungsscheibenanordnung des beschriebenen Ausführungsbeispiels beschränkt.

[0072] Der Dämpfermechanismus gemäß der vorliegenden Erfindung kann Charakteristiken einer hohen Steifigkeit und eines hohen Hysteresisdrehmoments an der positiven Seite (Beschleunigungsseite) der Torsionscharakteristiken bereitstellen und kann ebenfalls Charakteristiken einer geringen Steifigkeit und eines geringen Hysteresisdrehmoments an einer negativen Seite (Verzögerungsseite) der Torsionscharakteristiken bereitstellen. Dadurch können Schwankungen der Drehzahl an der positiven Seite der Torsionscharakteristiken verhindert werden, wenn der Resonanzpunkt überschritten wird, und eine gute Dämpfungsrate kann im gesamten Bereich an der negativen Seite der Torsionscharakteristiken erhalten werden.

[0073] Somit betrifft die vorliegende Erfindung einen Dämpfermechanismus, um bevorzugte Schwingungsdämpfungsleistungen durch Bereitstellen von unterschiedlichen Charakteristiken an einer positiven und einer negativen Seite der Torsionscharakteristiken bereitzustellen. In einem Dämpfermechanismus einer Kupplungsscheibenanordnung 1 ist eine Vielzahl von Schraubenelementen 33 und 36 derart angeordnet, dass sie zusammengedrückt werden, wenn Platten 12 und 13 sich relativ zu einer Nabe 6 derart drehen, dass eine höhere Torsionssteifigkeit an der positiven Seite des Torsionswinkelbereichs als an der negativen Seite auftritt. Ein Reibungserzeugungsmechanismus 69 ist vorgesehen, um Reibung zu erzeugen, wenn die Platten 12 und 13 sich relativ zur Nabe 6 drehen. Der Reibungserzeugungsmechanismus 69 erzeugt eine größere Reibung an der positiven Seite des Torsionswinkelbereichs als an der negativen Seite.

[0074] Die in der Beschreibung verwendeten Begriffe wie "im Wesentlichen", "ca." und "ungefähr" sind derart gemeint, dass ein vernünftiger Abweichungsbetrag des modifizierten Begriffs möglich ist, so dass das Endergebnis nicht signifikant verändert wird. Diese Begriffe sollten so verstanden werden, dass sie eine Abweichung von mindestens  $\pm 5\%$  des modifizierten Terms ermöglichen, falls diese Abweichung nicht die Bedeutung des Begriffes negieren würde.

[0075] Obwohl nur ein ausgewähltes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt wurde, ist es dem Fachmann aus der vorliegenden Offenbarung möglich, verschiedene Änderungen und Modifikationen durchzuführen, ohne den Umfang der Erfindung zu verlassen. Des Weiteren wurde die vorhergehende Beschreibung des Ausführungsbeispiels nur zu illustrativen Zwecken und nicht zum Zwecke der Beschränkung der Erfindung sowie ihrer Äquivalente gegeben.

#### Patentansprüche

1. Dämpfermechanismus, umfassend
  - ein erstes Rotationselement (12, 13);
  - ein zweites Rotationselement (6), welches bezüglich des ersten Rotationselements (12, 13) drehbar ist;
  - eine Vielzahl von elastischen Elementen (30, 31), welche angeordnet sind, um zusammengedrückt zu werden, wenn eine Relativrotation zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement in einer Rotationsrichtung auftritt, und welche eine höhere Steifigkeit an einer positiven Rotationsseite der Torsionscharakteristiken als an einer negativen Rotationsseite bereitstellen; und
  - einen Reibungserzeugungsmechanismus (69), welcher angeordnet ist, um Reibung zu erzeugen, wenn eine Relativrotation zwischen dem ersten und dem zweiten

Rotationselement auftritt und welcher angeordnet ist, um eine größere Reibung an der positiven Rotationsseite der Torsionscharakteristiken als an der negativen Rotationsseite zu erzeugen.

2. Dämpfermechanismus nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Reibungserzeugungsmechanismus (69) einen ersten Reibungserzeugungsbereich (70) zur Erzeugung von Reibung zumindest an der negativen Rotationsseite der Torsionscharakteristiken und einen zweiten Reibungserzeugungsbereich (71) zur Erzeugung von Reibung an zumindest der positiven Rotationsseite der Torsionscharakteristiken aufweist.

3. Dämpfermechanismus nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Reibungserzeugungsbereich (70) an den gesamten positiven und negativen Rotationsseiten betrieben wird und der zweite Reibungserzeugungsbereich (71) nur an der positiven Seite betrieben wird.

4. Dämpfermechanismus nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Reibungserzeugungsbereich (70) ein erstes Reibelement (72, 74) zur Erzeugung von Reibung zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement (12, 13, 6) und ein erstes Vorspannelement (73) zum Vorspannen des ersten Reiblements aufweist, und der zweite Reibungserzeugungsbereich (71) ein zweites Reibelement (76, 78) zur Erzeugung von Reibung zwischen dem ersten und dem zweiten Rotationselement (12, 13, 6) und ein zweites Vorspannelement (77) zum Vorspannen des zweiten Reiblements aufweist.

---

Hierzu 9 Seite(n) Zeichnungen

---

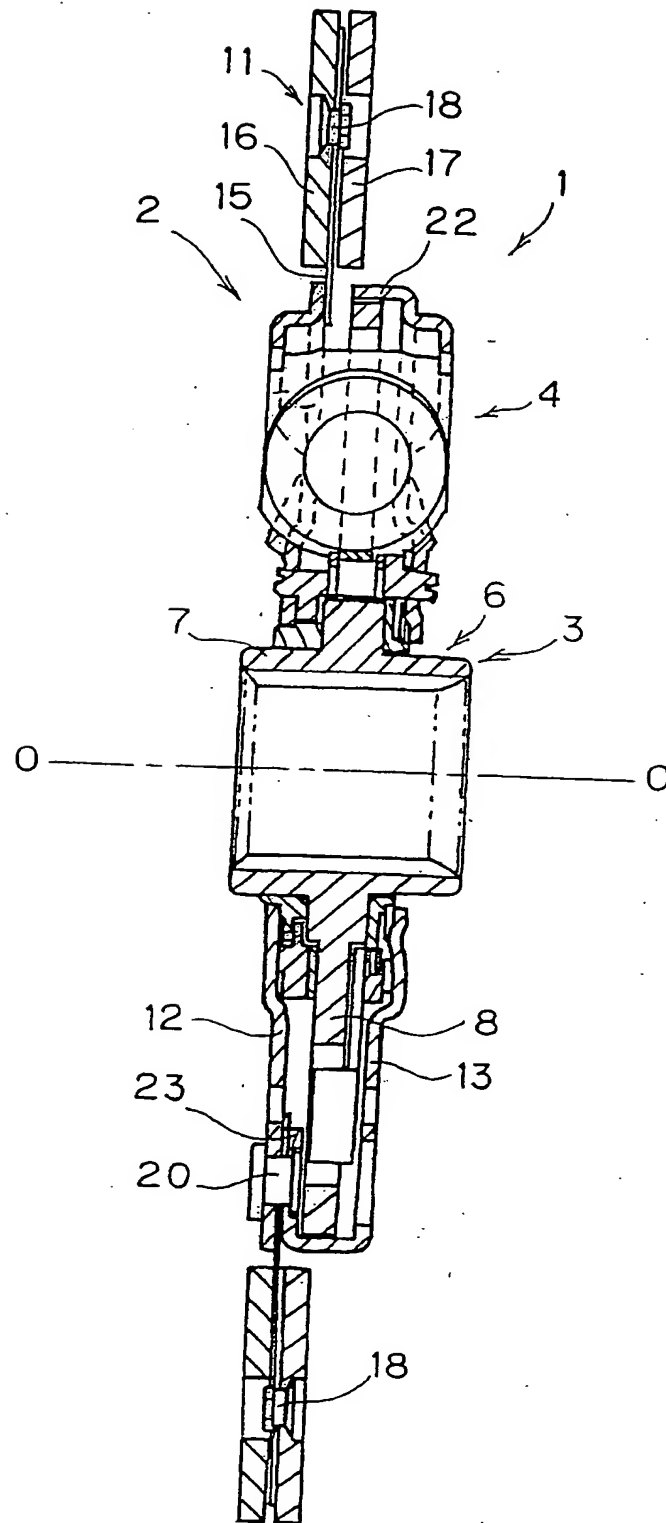


Fig. 1

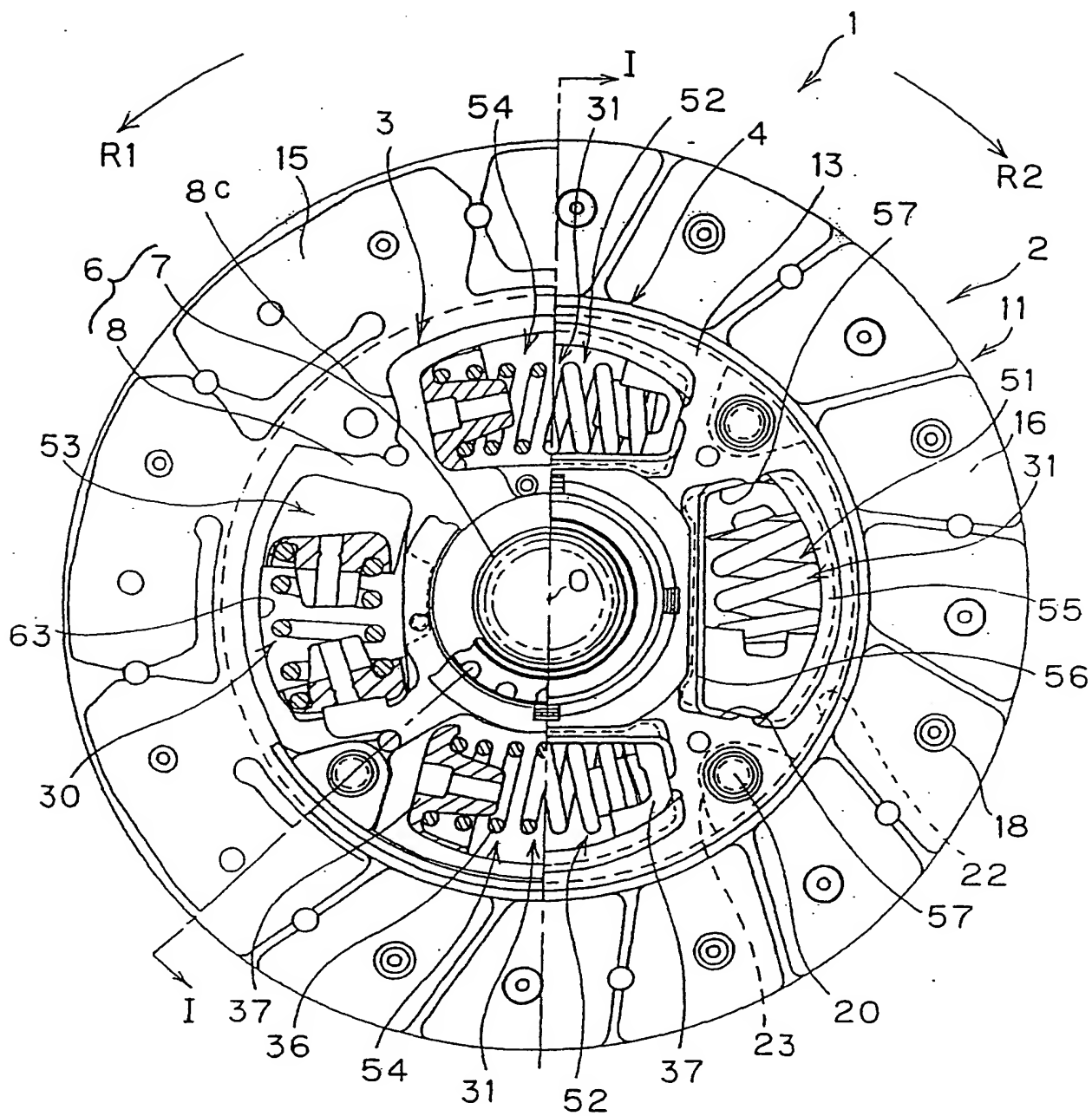


Fig. 2

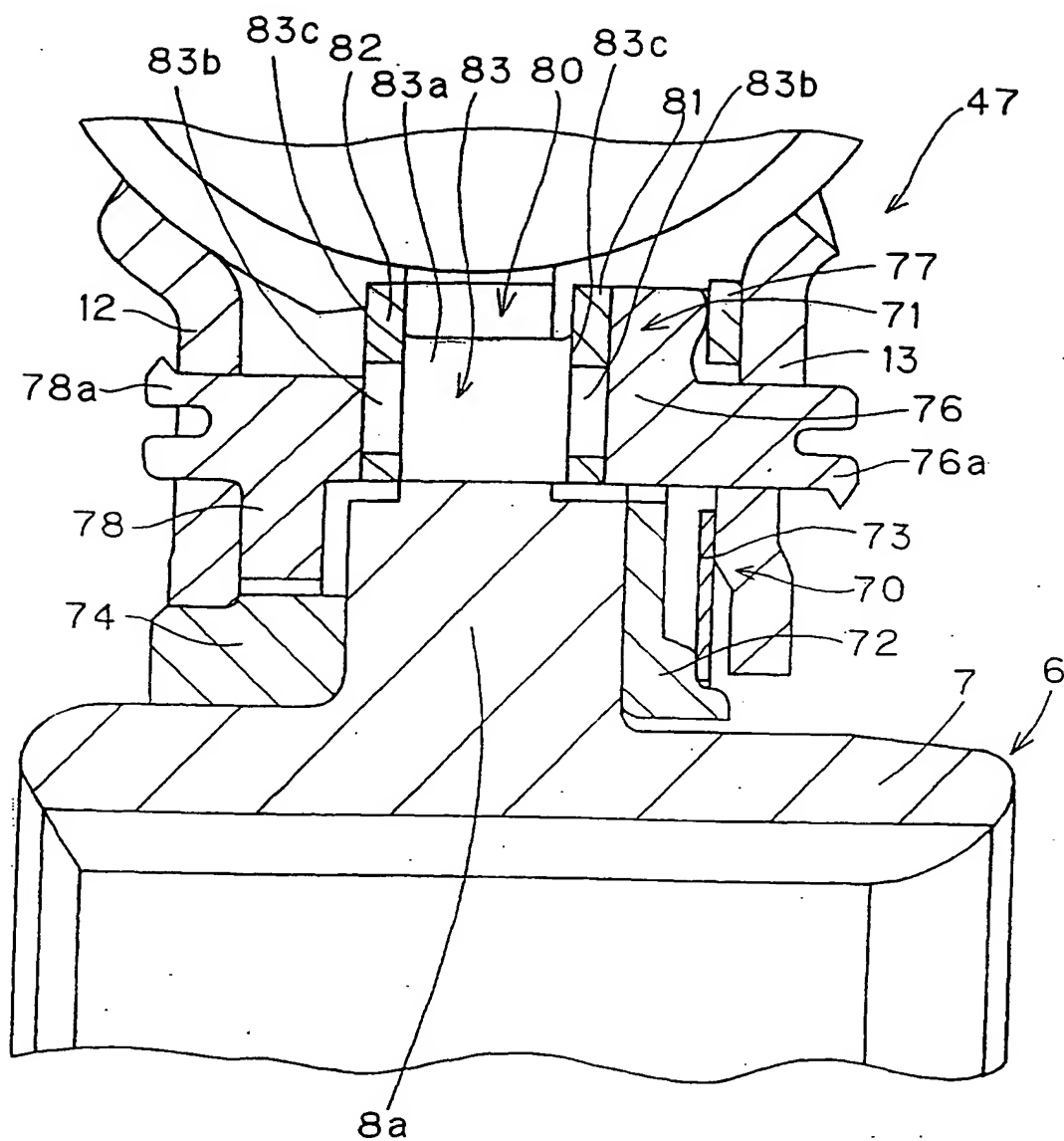


Fig. 3

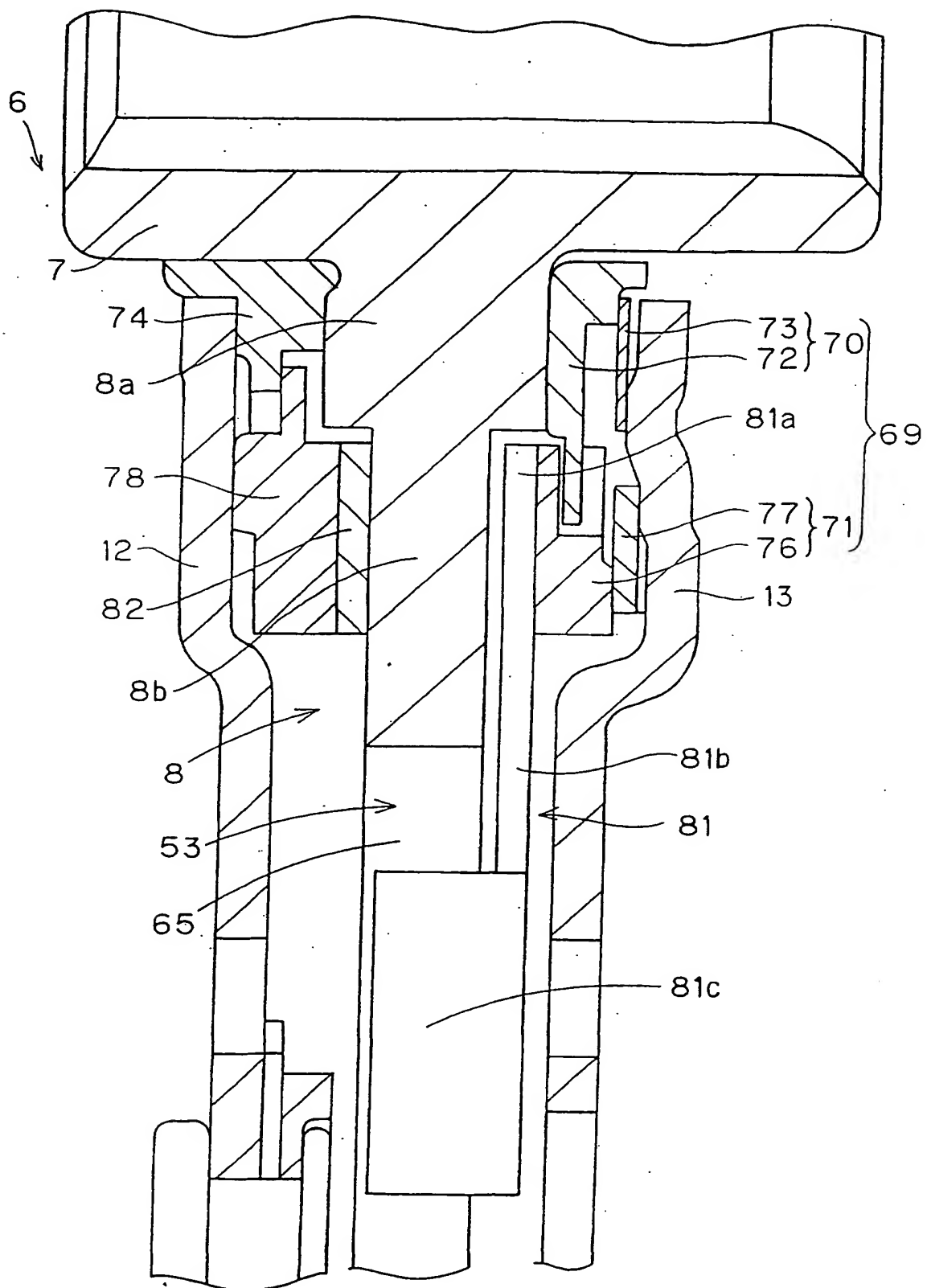


Fig. 4



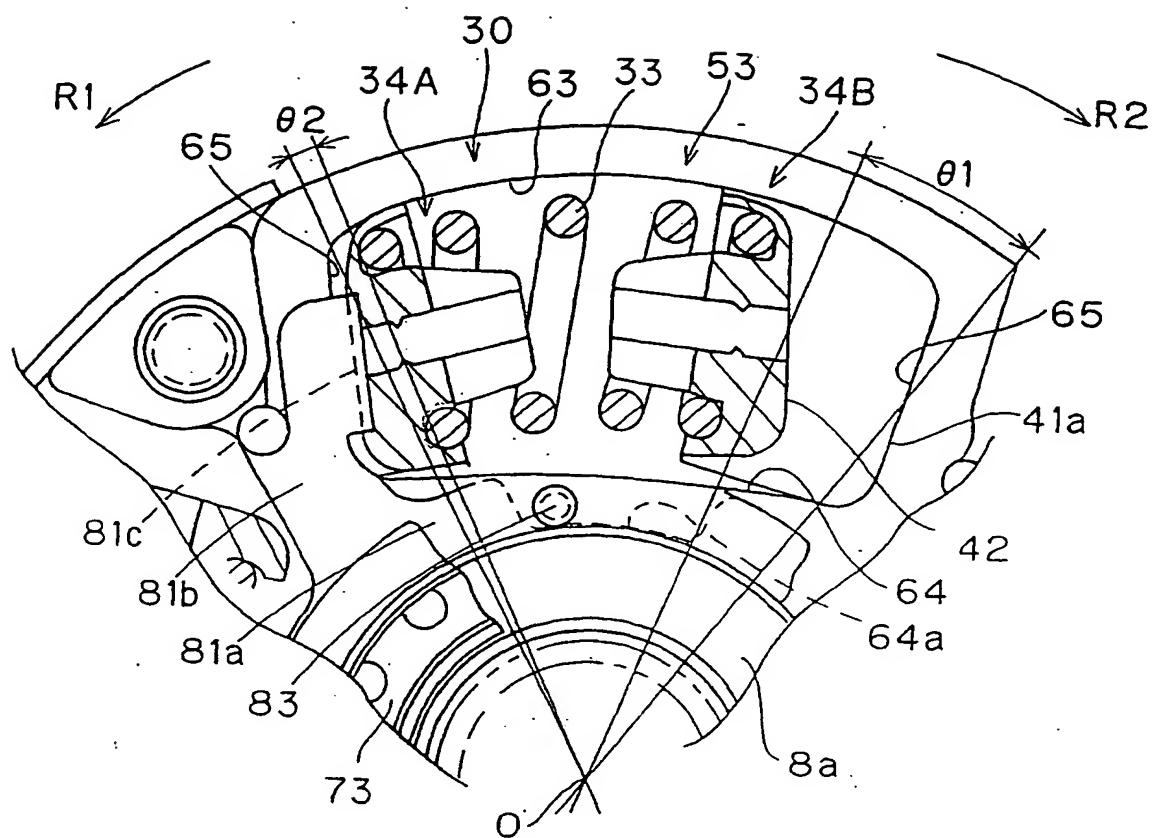


Fig. 5

Fig. 6

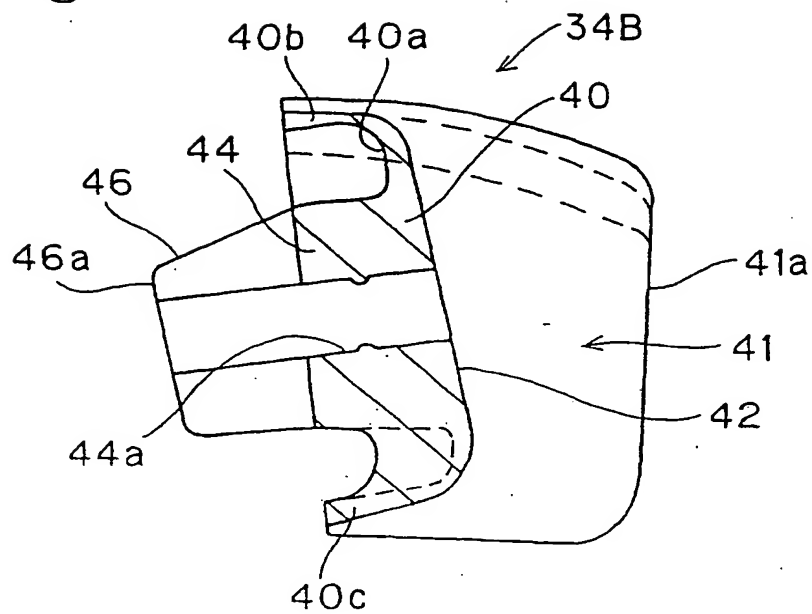


Fig. 7

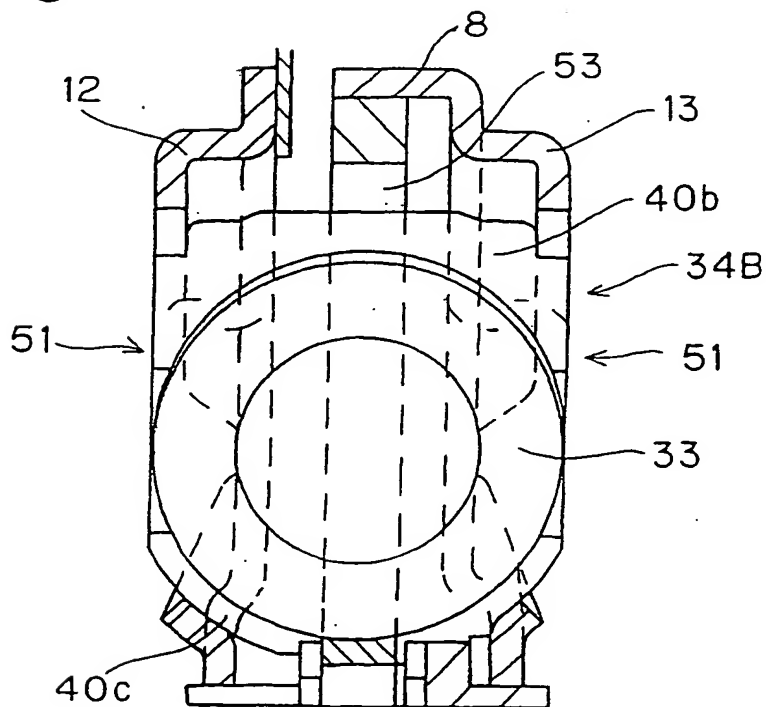


Fig. 8

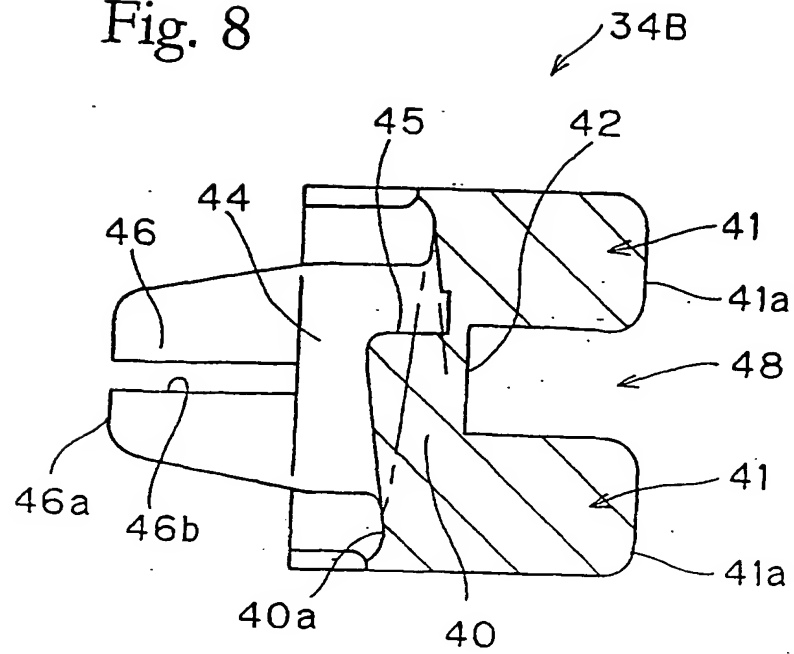


Fig. 9

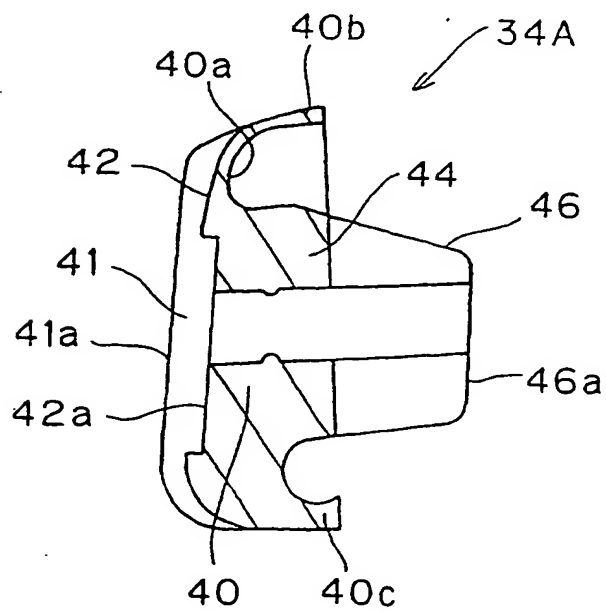


Fig. 10

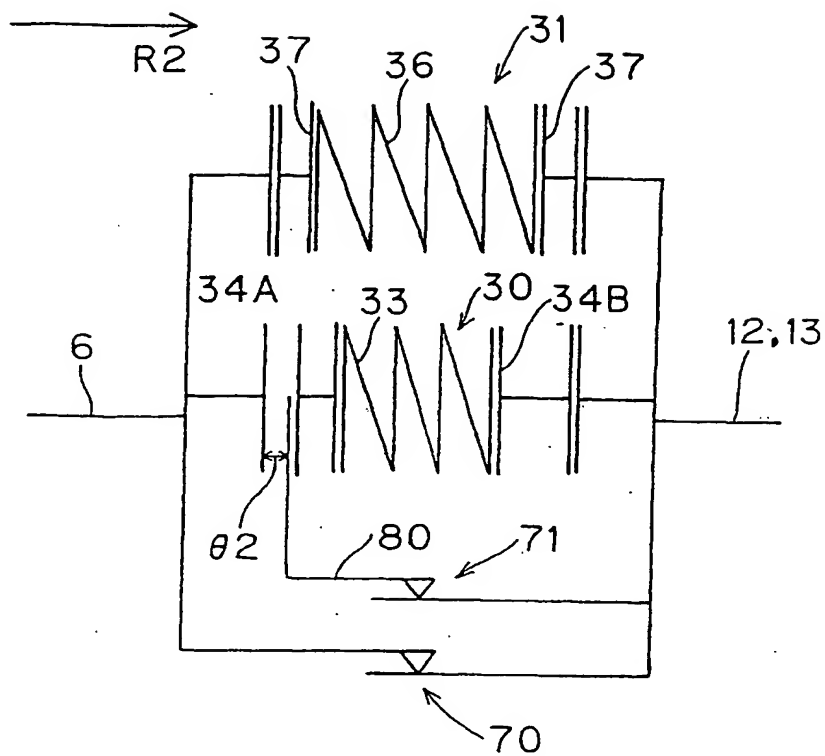
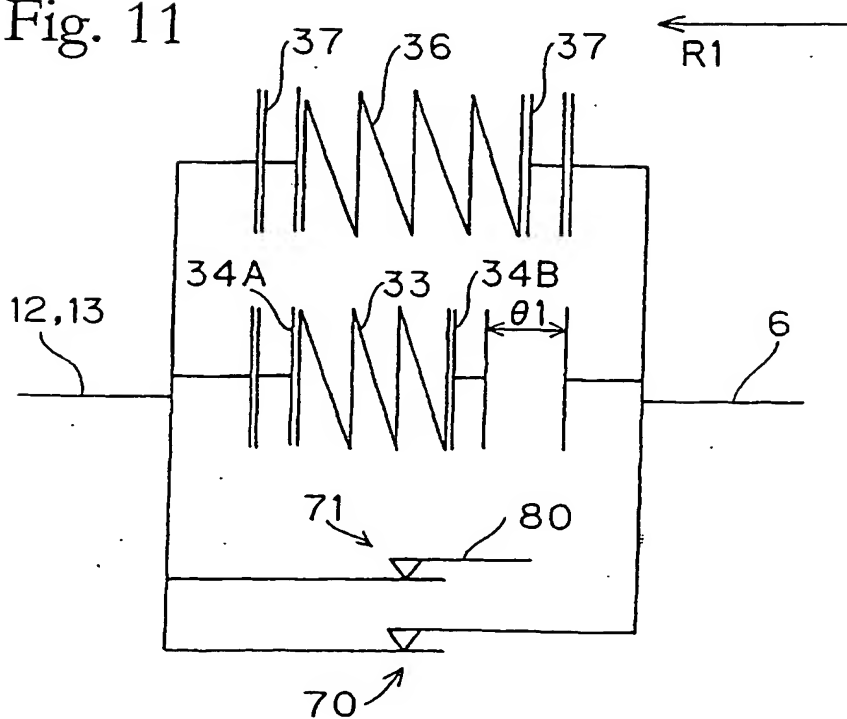


Fig. 11



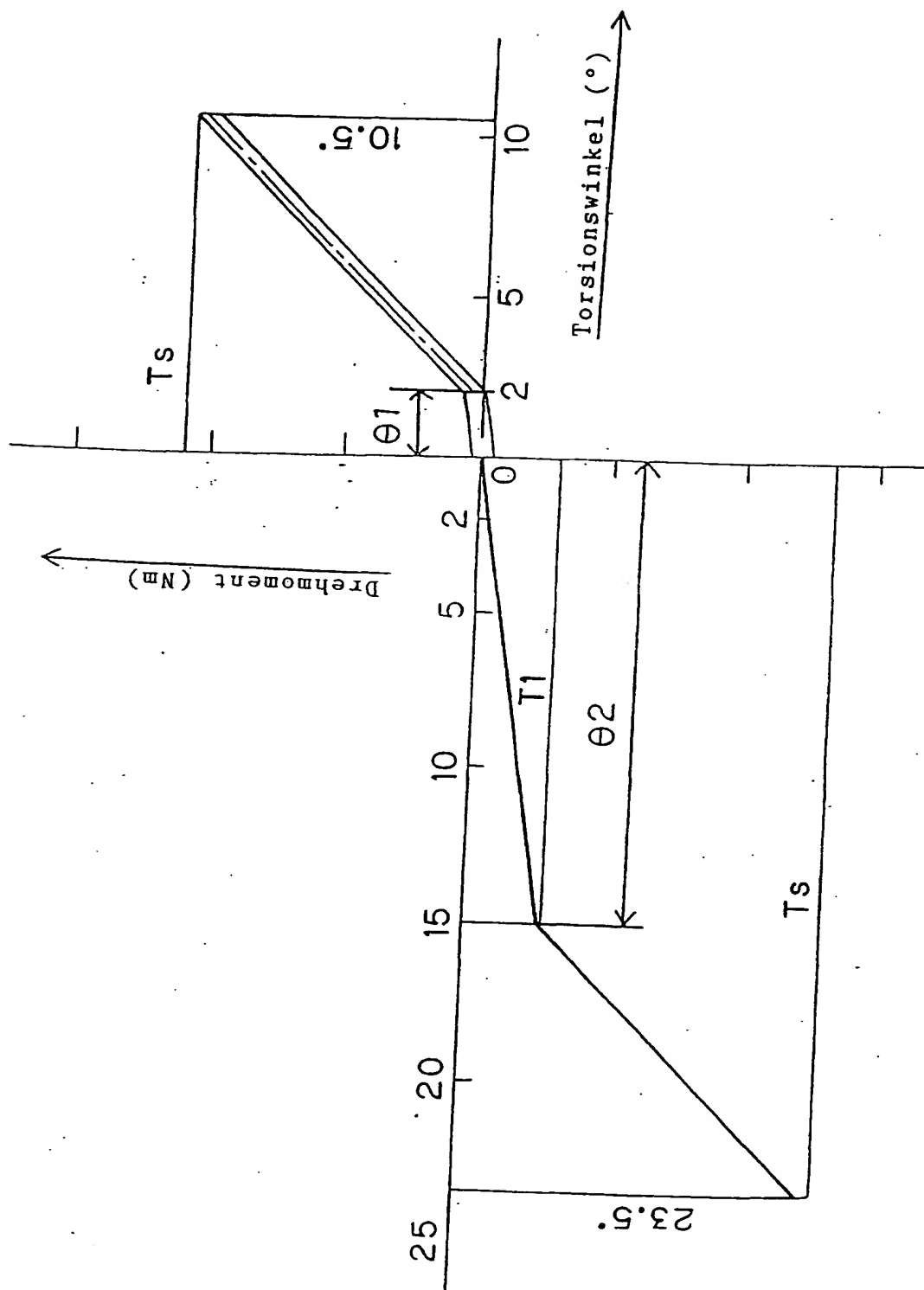


Fig. 12